Journal of Agricultural Machinery
Vol. 8, No. 2, Fall - Winter 2018, p. 235-248

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۸، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۷، ص ۲۴۸-۲۳۵

طراحی، ساخت و ارزیابی گودال‌کن هیدرولیکی موتوردار کاربر پیاده جهت ایجاد چال کود

سامان ملاپور[۱]- داود کلانتری[۲*]- مجید رجبی وندچالی[۳]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۲/۲۶
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۵/۱۸

چکیده

در پژوهش حاضر طراحی، ساخت و آزمون یک نوع گودال‌کن هیدرولیکی جدید مناسب برای باغ‌های کوچک ارائه شده است. گودال‌کن ساخته شده دارای عمق کار ۳۰ و قطر کار ۲۰ سانتی‌متر، سرعت دورانی بین ۱۰۰ تا ۱۶۰ دور بر دقیقه و حداکثر توان ۶/۵ اسب بخار می‌باشد. ارزیابی دستگاه در دو باغ مرکبات با بافت رسی سیلتی و لومی شنی با آزمون فاکتوریل در قالب طرح کاملاً تصادفی و در سه تکرار اجرا شد. رطوبت میانگین خاک به‌عنوان عامل اول در دو سطح رطوبت بالا و رطوبت پایین (به‌ترتیب ۲۴/۸۵ و ۱۶/۱۲ درصد در خاک با بافت لومی شنی و ۲۵/۹۵ و ۱۶/۴۸ درصد در خاک با بافت رسی سیلتی) و عمق گودال به‌عنوان عامل دوم در سه سطح عمق کم، عمق متوسط و عمق زیاد (۱۰، ۲۰ و ۳۰ سانتی‌متر) در نظر گرفته شد. با توجه به نتایج به‌دست آمده، کم‌ترین مقدار مصرف ویژه سوخت دستگاه (۰/۰۰۱۴ لیتر بر گودال) در عمق گودال کم (۱۰ cm) و رطوبت خاک بالا (۲۵/۹۵ درصد) و در بافت رسی سیلتی به‌دست آمد. ظرفیت ماشین در عمق کاری ۳۰ سانتی متر در خاک رسی سیلتی و در رطوبت بالا و پایین به‌ترتیب برابر با ۹۰ و ۸۸ گودال در هر ساعت و در خاک لومی شنی و در رطوبت بالا و پایین به‌ترتیب برابر با ۱۰۱ و ۹۵ گودال در هر ساعت به‌دست آمد. بیشترین توان (۲/۵۴۸ kW) مورد نیاز دستگاه در عمق ۳۰ cm و رطوبت پایین و در بافت رسی سیلتی رخ داد. هم‌چنین کم‌ترین گشتاور (۷۵/۹۹ N.m) و توان (۱/۰۳۴ kW) در عمق ۱۰ cm و رطوبت بالا و در بافت لومی شنی به‌دست آمد.

واژه‌های کلیدی: توان، طراحی، ظرفیت ماشین، گودال‌کن، مصرف ویژه سوخت

مقدمه

درختان میوه به دلیل حضور آهک فعال در خاک‌های آهکی، زیادی بی‌کربنات در آب‌های آبیاری، مصرف غیر صحیح کود در سایه‌انداز درختان و عدم رعایت مصرف بهینه کود وآب عمدتاً دچار کاهش تولید محصول می‌شوند (Maschowski *et al*., 2016; Geisseler and Scow, 2014; Li *et al*., 2008). به همین علت برخی از روش‌ها در بین روش‌های معمول کوددهی شامل پخش سطحی، چالکود، کوددهی از طریق سیستم آبیاری و محلول‌پاشی حائز اهمیت می‌باشند (Koo, 1992; Terence *et al*., 2015). با توجه به تحقیقات انجام یافته، راندمان و کارایی مصرف کود در روش چال‌کود به مراتب بیش‌تر از روش پخش سطحی کود می‌باشد، چرا که در این صورت ریشه‌ها به‌طور مستقیم غذای مطلوب خود را تأمین کرده و غذای سالم تا چندین سال بدون زحمت در اختیار درخت خواهد بود (Terence *et al*., 2015). بنابراین بهترین روش جهت کوددهی درختان حفر گودال‌هایی در اطراف تنه درختان می‌باشد (Koo, 1992). مردم ایران نیز از سال‌های بسیار دور به روش سنتی با ابزارهایی مثل بیل گودال حفر می‌کردند و حتی امروزه هم معمولاً این کار را به‌صورت سنتی انجام می‌دهند. گودال‌هایی که با این روش حفر می‌شوند، به علت نیاز ابزارهای دستی به فضای کافی برای کندن خاک، لزوماً قطرهای زیاد و نابرابری دارند. در این روش تعداد گودال‌های حفر شده محدود (معمولاً ۱ یا ۲) و کود اعمال شده به‌صورت مجتمع در نقاطی قرار می‌گیرد (Mainwaring *et al*., 2014). رایج‌ترین شکل گودال‌کن‌هایی که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرند، شامل گودال‌کن دستی تک نفره یا دو نفره موتوری، گودال‌کن هیدرولیکی و گودال‌کن پشت تراکتوری است و در همه آن‌ها نیرو توسط سیستم انتقال توان مکانیکی یا هیدرولیکی به مته مارپیچ انتقال می‌یابد. با تعویض مته‌های مختلف می‌توان گودال‌هایی با قطر ۲۰-۱۰ سانتی‌متر و عمق ۱۰۰-۳۰ سانتی‌متر حفر نمود (Taki *et al*., 2015). در نوع پشت تراکتوری، دستگاه حفاری به اتصال سه نقطه تراکتور متصل شده و مته مارپیچ آن توسط محور توان‌دهی

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری
۲- دانشیار، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده مهندسی زراعی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری
۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد جویبار
(*- نویسنده مسئول: Email: d.kalantari@sanru.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.v8i2.64470

تراکتور (PTO) و یا توسط پمپ هیدرولیک تراکتور به‌کار می‌افتد (Tappan, 2011).

تاکنون تحقیقات بسیار محدودی در رابطه با توسعه گودال‌کن هیدرولیکی در داخل کشور صورت گرفته است. در پژوهشی چهار نوع مته‌ی مختلف شامل مته استوانه‌ای، مته مارپیچ مخروطی با گام کوچک، مته مارپیچ مخروطی با گام بزرگ و مته مارپیچ با لبه برش صفحه‌ای مورد آزمون قرار گرفتند. نتایج نشان داد که بیش‌ترین گشتاور و توان موردنیاز جهت ورود مته به داخل خاک، مربوط به مته استوانه‌ای و مته مارپیچ مخروطی با گام کوچک است. همچنین نتایج تحقیقات ایشان نشان داد که مقدار توان موردنیاز مته مارپیچ مخروطی با گام بزرگ به‌طور معنی‌داری کم‌تر از مته مارپیچ مخروطی با گام کوچک است (Taki *et al.*, 2015). در تحقیق دیگری ارگونومی یک دستگاه گودال‌کن یک نفره موتوری که دارای مته‌ای به ارتفاع ۵۰ سانتی‌متر بوده و به‌طور مستقیم توسط سیستم انتقال نیروی مکانیکی به موتور احتراقی متصل شده بود، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که گودال کن های مکانیکی در شرایطی که کاربر با دور بالا شروع به‌کار نماید، عکس‌العمل برخورد ناگهانی تیغه با خاک ممکن است باعث گردش کاربر به دور محور هلیس گردد. هم‌چنین به علت دور بالای مته در شروع کار، حین ورود مته به داخل خاک امکان پرتاب خاک و سنگ‌ریزه به اطراف وجود دارد. از طرف دیگر با توجه به این که در این نوع گودال‌کن‌ها اپراتور جهت حفر هر گودال مجبور است حرکت دستگاه را دنبال کند (پایین و بالا رفتن دستگاه)، لذا نیازهای ارگونومیکی اپراتور ممکن است در کل کورس حرکت مته فراهم نباشد (Afsari *et al.*, 2011).

در پژوهشی دیگر، عملکرد یک گودال‌کن موتوری توسط Miller و همکاران (۲۰۰۴) مورد بررسی قرار داده شد. آن‌ها دریافتد که خطراتی مانند گیر کردن مته در حفره و اعمال نیروی عکس‌العمل موتور به اپراتور وجود دارد. آن‌ها هم‌چنین اعلام کردند که اپراتور در هر روز حدود ۶۰۰ بار در ارتفاع ۶۰ سانتی‌متری با زاویه شروع ۴۵ درجه خم و راست خواهد شد که این موضوع از نظر سلامتی در دراز مدت مشکل‌ساز بوده و به دنبال خود کمردردهای شدید را در کارگران به‌وجود می‌آورد.

محققی در تحقیق خود نشان داد که عوامل مؤثر در طراحی ارگونومیکی دستگاه‌های حفاری باید شامل موارد عدم ایجاد محدودیت حرکتی برای کارگر در فضای کاری، قابل تنظیم بودن ارتفاع مته، قابل تنظیم بودن مته از نظر زاویه و جهت، اجتناب از خمش و وضعیت‌های غیر طبیعی، اجتناب از خم‌شدگی یا پیچیدگی در ناحیه مچ دست، عدم فعالیت در بالای سطح شانه‌ها، عدم کشیدگی بیش از حد دستان و اجتناب از دور شدن آرنج از بدن (بالا آمدن آرنج) باشد (Fatemi, 2006).

در سال‌های اخیر، روش سنتی حفر گودال به‌صورت دستی به دلایل مختلفی نظیر بالا بودن هزینه کارگری، راندمان پایین و عدم یکنواختی گودال‌های حفر شده، کمتر مورد پسند است. به همین دلیل، توسعه روش‌های جدید برای حفر گودال‌های کوچک و عمیق را توجیه‌پذیر می‌سازد. گودال‌کن‌های دستی موتوردار (مکانیکی) دارای مشکلاتی نظیر کنترل و تغییر دور غیرپیوسته و محدودتر مته به علت استفاده از گیربکس مکانیکی، قطع مشکل‌تر و پیچیده‌تر توان از موتور به مته در حین بروز خطرات احتمالی ناشی از گیر کردن مته در گودال و اعمال نیروی عکس‌العمل موتور به اپراتور و عدم تأمین نیازهای ارگونومیکی به دلیل سنگینی دستگاه و مانورپذیری محدود دستگاه می‌باشد. گودال‌کن‌های پشت تراکتوری نیز دارای مشکلاتی مانند مانورپذیری پایین در فضاهای محدود و گران بودن می‌باشند و تهیه آن توسط اکثر زارعین و باغداران توجیه اقتصادی ندارد. از این رو، در طرح حاضر تلاش گردید تا با طراحی و ساخت یک نوع گودال‌کن هیدرولیکی موتوردار کاربر پیاده در جهت بهبود مشکلات ذکر شده و بهینه‌سازی کیفیت کار گودال‌کن‌ها گامی کوچک برداشته شود. گودال‌کن طراحی شده دارای چهار چرخ متحرک بوده که انتقال و جابه‌جایی آن توسط اپراتور را بسیار آسان می‌کند. از طرف دیگر دو چرخ آن در حین عمل حفاری همانند لولا عمل کرده و نیروی اضافی وارد بر اپراتور را به حداقل می‌رساند. از مزایای دیگر دستگاه ساخته شده، تغییر دور پیوسته مته در محدوده مورد نظر برای حفاری می‌باشد. شروع حفاری با سرعت پایین، سپس افزایش دور مته پس از ورود مته به داخل زمین نیز از قابلیت‌های دستگاه ساخته شده می‌باشد.

مواد و روش‌ها

طراحی، محاسبات و ساخت دستگاه

برای طراحی گودال‌کن مورد نظر، ابتدا قدرت موردنیاز موتور هیدرولیکی (هیدروموتور) محاسبه گردید. به‌طور معمول تعداد دور محور مته گودال‌کن‌ها از ۱۰۰ تا ۱۶۰ دور بر دقیقه متغیر اعلام شده است (Alizade, 1997). از آن‌جایی که گشتاور موردنیاز مته‌هایی با قطر کم‌تر از ۳۰ سانتی‌متر برای خاک‌های مختلف در محدوده بین۱۳۰ تا ۲۱۰ نیوتن‌متر گزارش شده (Yamawaki, 1962)، لذا از حد متوسط اعداد داده شده (۱۷۰ نیوتن متر) برای محاسبه توان موردنیاز گودال‌کن استفاده شد. توان موردنیاز هیدروموتور برای مته‌ای با قطر ۲۰ سانتی‌متر در عمق کاری ۳۰ سانتی‌متر به کمک رابطه (۱) و با مقدار گشتاور متوسط ۱۷۰ نیوتن‌متر محاسبه گردید (Church, 2009).

$$P_{HM} = (T \times N)/9550 \qquad (۱)$$

که در آن P_{HM} قدرت موردنیاز برحسب کیلووات، T گشتاور هیدروموتور بر حسب نیوتن‌متر و N سرعت دورانی هیدروموتور بر

حسب دور بر دقیقه می‌باشد.

با توجه به این که هیدروموتور مورد استفاده به علت سادگی سیستم و ارزان‌تر شدن آن از نوع دنده‌ای انتخاب شده و محدوده فشار کاری مناسب هیدروموتورهای دنده‌ای برای کارکرد ممتد حداکثر ۱۶۰ بار می‌باشد (Kalantari, 2015)، لذا برای محاسبه حجم جابه‌جایی هیدروموتور با در نظر گرفتن فشار کاری ۱۵۰ بار از رابطه (۲) استفاده شد (Taki *et al*., 2015).

$$V_{g_{HM}} = \frac{T}{0.016 \times \Delta p} \qquad (۲)$$

در رابطه (۲)، Vg_{HM} حجم جابه‌جایی هیدروموتور بر حسب سانتی‌متر مکعب، T گشتاور هیدروموتور بر حسب نیوتن‌متر و Δp اختلاف فشار ورودی و خروجی هیدروموتور بر حسب بار می‌باشد. لازم به ذکر این که در مطالعات قبلی نیز مقدار فشار موردنیاز سیستم برای مته‌های با قطر ۱۵ سانتی‌متر در عمق کاری صفر تا ۵۰ سانتی‌متر برابر با حداکثر ۱۴۰ بار گزارش شده است (Gambi, 1964). در ادامه دبی موردنیاز سیستم به کمک رابطه (۳) به‌دست آمد (Church, 2009).

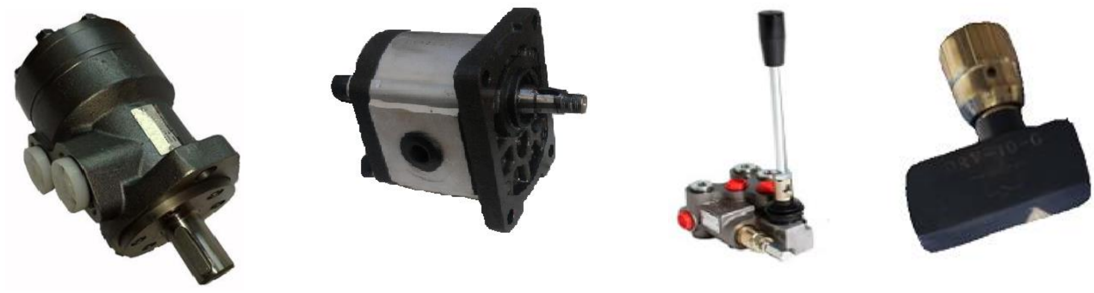
$$Q = \frac{N \times V_{g_{HM}}}{1000} \qquad (۳)$$

در رابطه (۳)، Q دبی موردنیاز هیدروموتور (برابر با دبی موردنیاز هیدروپمپ) بر حسب لیتر بر دقیقه، N سرعت دوران هیدروموتور بر حسب دور بر دقیقه و Vg_{HM}، حجم جابه‌جایی هیدروموتور بر حسب سانتی‌متر مکعب می‌باشند.

با توجه به روابط (۱) تا (۳)، توان موردنیاز هیدروموتور، حجم جابه‌جایی آن و دبی سیستم به‌ترتیب ۲/۳ کیلووات معادل ۳/۱ اسب بخار، ۷۰/۸۳ سانتی‌متر مکعب و ۹/۲ لیتر در دقیقه به‌دست آمد. بر این اساس، با توجه به هیدروموتورهای موجود در بازار، از یک هیدروموتور اوربیتالی ۸۰ سی‌سی (سانتی‌متر مکعب) (BMR- 80، Ningbo Zhongyi، چین) با حجم جابه‌جایی ۸۰/۵ سانتی‌متر مکعب، دبی کارکرد قابل دستیابی در محدوده ۰/۸ تا ۶۰ لیتر بر دقیقه، قدرت حداکثر ۱۷ کیلووات، گشتاور بیشینه ۲۲۰ نیوتن‌متر و فشار ماکزیمم ۱۷۵ بار با محدوده سرعت ۷۵۰–۱۰ دور بر دقیقه استفاده شد (شکل a۱). در ادامه برای انتخاب پمپ هیدرولیکی (هیدروپمپ) از رابطه (۴) استفاده گردید (Lambeck, 1983).

$$V_{g_{HP}} = \left(\frac{V_{g_{HM}} \times N_{HM}}{N_{HP} \times \eta_{HP}}\right) \qquad (۴)$$

که در آن، Vg_{HP} حجم جابه‌جایی هیدروپمپ و Vg_{HM} حجم جابه‌جایی هیدروموتور بر حسب سانتی‌متر مکعب می‌باشند. N_{HM} سرعت دورانی هیدروموتور و N_{HP} سرعت دورانی هیدروپمپ بر حسب دور بر دقیقه می‌باشند. η_{HP} بازده کلی هیدروپمپ است که حدود ۸۰٪ در نظر گرفته شد (Kalantari, 2015). از آن‌جایی که دبی موردنیاز هیدروپمپ‌ها در دور ۱۵۰۰rpm تعیین می‌شود (Dibaeenia *et al*., 2003)، لذا حجم جابه‌جایی هیدروپمپ ۷/۶۷ سانتی‌متر مکعب به‌دست آمد. از این‌رو با توجه به هیدروپمپ‌های موجود در بازار، از یک هیدروپمپ ۱۲ لیتری دنده‌ای (دنده خارجی) (2APF8، REXPORT، چین) با حجم جابه‌جایی ۸ سانتی‌متر مکعب، دبی ۱۲ لیتر بر دقیقه، فشار ماکزیمم ۲۵۰ بار و حداکثر دور ۳۶۰۰rpm استفاده شد (شکل b۱).



شکل ۱– نمای ظاهری a) هیدروموتور، b) هیدروپمپ ، c) شیر کنترل مسیر جریان و d) شیر کنترل مقدار جریان تعبیه شده در گودال‌کن

Fig.1. Exterior shape of a) Hydro-motor, b) Hydro-pump, c) Flow control valve and d) Flow controller embedded in hole-digger

با تعیین فشار کاری و دبی مصرفی روغن، توان موردنیاز برای موتور احتراق داخلی که گرداننده هیدروپمپ است، طبق رابطه (۵) محاسبه گردید (Drexler, 2013).

$$P_M = [Q \times p_{HP}]/[600 \times \eta_{HP}] \qquad (۵)$$

در رابطه‌ی (۵)، P_M قدرت موردنیاز موتور بر حسب کیلووات، Q دبی موردنیاز سیستم بر حسب لیتر بر دقیقه، p_{HP} فشار کاری سیستم بر حسب بار و η_{HP} بازده کلی هیدروپمپ می‌باشند. بر این اساس، قدرت موردنیاز موتور احتراقی طبق رابطه (۵)، برابر با ۲/۸۷۵ کیلووات

معادل ۳/۸۵ اسب بخار به‌دست آمد. از این‌رو با توجه به موتورهای موجود در بازار، از یک موتور تک سیلندر بنزینی (WX168F-1، KATO، چین) با قدرت ۶/۵ اسب بخار و حداکثر دور موتور ۳۶۰۰ دور بر دقیقه استفاده شد. برای اتصال موتور احتراقی به هیدروپمپ از یک کوپلینگ مدل DK42 ساخت شرکت هیدرولیک بهفن استفاده شد (شکل a۲).

در ادامه، بر اساس فشار کاری سیستم که ۱۵۰ بار در نظر گرفته شد و با توجه به فشارسنج‌های موجود در بازار از دو فشارسنج ایستاده با ظرفیت ۲۵۰ بار (LB-250، HAWE، چین) در مسیرهای ورودی و خروجی هیدروموتور استفاده شد (شکل b۲). برای انتخاب فیلتر مکش باید ظرفیت جریان فیلتر مکش ۲ تا ۴ برابر ظرفیت پمپ (دبی پمپ) باشد (Koo, 1992)، لذا حداکثر ظرفیت جریان فیلتر مکش ۳۶ لیتر بر دقیقه در نظر گرفته شد. از این‌رو با توجه به فیلترهای مکش موجود در بازار از فیلتر مکش (TS-1457، هیدرولیک بهفن) با ظرفیت جریان ۵۰ لیتر بر دقیقه و درجه فیلتراسیون (مش‌بندی) ۱۰۰ میکرون استفاده شد.



شکل ۲– a) موتور مورد استفاده در دستگاه گودال‌کن و کوپلینگ آن و b) نحوه نصب درجه فشار

Fig.2. a) Engine used in the hole-digger and its coupling and b) Placement of pressure gauge

در مرحله بعد برای کنترل جریان روغن از هیدروپمپ به هیدروموتور از یک شیر هیدرولیک کنترل مسیر جریان استفاده شد. شیر هیدرولیک به‌کار رفته باید بتواند دبی موردنیاز سیستم را از خود عبور داده و حداکثر فشار کاری سیستم را تحمل کند (Lewis, 2010). با توجه به شیرهای موجود در بازار از یک شیر چهار راهه سه وضعیته (۴/۳) با کنترل دستی سه هشتم (۳/۸) اینچ مدل MB20/13/8BSP ساخت شرکت HOF تایلند با حداکثر دبی ۴۵ لیتر بر دقیقه و فشار ماکزیمم ۲۱۰ بار استفاده شد (شکل c۱). شیر مورد نظر دارای ۴ مجرا است که دو مجرای آن برای جریان ورودی و خروجی به هیدروموتور (A و B)، یک مجرا برای اتصال به مخزن (T) و دیگری برای خروجی هیدروپمپ (P) در نظر گرفته شده است. سه وضعیت شیر کنترل جریان انتخاب شده شامل حالت‌های چپ‌گرد، خلاص و راست‌گرد می‌باشد. برای کنترل مقدار دبی جریان از دو شیر سوزنی (فلوکنترل) ۳/۸ اینچ قابل تنظیم (DRV-10-G، REXPORT، چین) با دبی حداکثر ۵۰ لیتر بر دقیقه و فشار ماکزیمم ۳۱۵ بار برای حالت‌های چپ‌گرد و راست‌گرد استفاده شد (شکل d۱).

برای انتخاب شیلنگ هیدرولیک دو عامل حداکثر فشار قابل تحمل توسط شیلنگ و سایز شیلنگ مد نظر قرار گرفتند. برای محاسبه حداکثر فشار کاری سیستم هیدرولیک از تقسیم حداکثر فشار ترکیدگی شیلنگ به ضریب اطمینان استفاده شد (Kalantari, 2015). ضریب اطمینان موردنیاز برای انتخاب شیلنگ هیدرولیک در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱ – ضریب اطمینان موردنیاز برای انتخاب شیلنگ هیدرولیک (Kalantari, 2015)

Table 1- Required Confidence to select hydraulic hose

حداکثر فشار کاری **Maximum working pressure**	**ضریب اطمینان** **Confidence**
< 70 bar	8
70-180 bar	6
> 80 bar	4

در ادامه، قطر داخلی شیلنگ هیدرولیک بر اساس حداکثر سرعت مجاز جریان روغن داخل شیلنگ و بر طبق رابطه (۶) و جدول ۲ به‌دست آمد (Kalantari, 2015; Miller *et al*., 2011).

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi . V_{max}}} \quad (۶)$$

که در آن، d_i قطر داخلی شیلنگ هیدرولیک بر حسب متر، Q دبی مورد نیاز سیستم بر حسب متر مکعب بر ثانیه و V_{max} حداکثر سرعت مجاز جریان روغن داخل شیلنگ بر حسب متر بر ثانیه می‌باشند. بر این اساس، حداکثر فشار ترکیدگی شیلنگ مورد نظر ۹۰۰ بار و قطر

داخلی شیلنگ‌های خط مکش، خط فشار و خط برگشت به‌ترتیب ۱۰، ۷/۲ و ۹/۸ میلی‌متر به‌دست آمد. از این‌رو با توجه به شیلنگ‌های هیدرولیک موجود در بازار از دو شیلنگ هیدرولیک ۲متری با حداکثر فشار کاری ۳۳۰ بار و حداکثر فشار ترکیدگی ۱۳۲۰ بار برای خط فشار استفاده شد. هم‌چنین برای خط مکش از شیلنگ خرطومی با قطر داخلی یک دوم (۱/۲) اینچ استفاده گردید.

جدول ۲- حداکثر سرعت مجاز جریان داخل شیلنگ‌های هیدرولیک (Kalantari, 2015)

Table 2- Maximum allowable flow speed in hydraulic hoses

$V_{max} \leq 2\ ms^{-1}$	خط تخلیه روغن به مخزن هیدرولیک Hydraulic oil drain line to the tank
$V_{max} \leq 2.5+0.8(p/100)\ ms^{-1}$	خط فشار (p برحسب بار) Pressure line (p based on bar)
$V_{max} \leq 1.5\ ms^{-1}$	خط مکش پمپ Pump suction line

برای طراحی و ساخت مخزن ابتدا حجم مخزن دو برابر حداکثر دبی هیدروپمپ مورد استفاده در سیستم در نظر گرفته شد. این حجم مخزن برای ممانعت از ورود سریع روغن تخلیه شده از سیستم به پمپ، ته‌نشین شدن مواد خارجی داخل روغن و خنک شدن روغن قبل از ورود به پمپ توصیه شده است (Kalantari, 2015). با توجه به محدوده دبی کاری هیدروپمپ که بین ۸ تا ۱۲/۸ لیتر بر دقیقه بود، حجم مخزن تقریباً ۲ برابر حداکثر آن یعنی ۲۴ لیتر انتخاب شد. برای خنک‌کاری بهتر مخزن ساخته شده از ورق فلزی با ضخامت کم (۳ میلی‌متر) استفاده گردید. در نهایت مخزن روغن هیدرولیک با ابعاد ۲۰۰×۳۰۰×۴۰۰ میلی‌متر ساخته شد. برای اتصال شیلنگ‌های هیدرولیک به مخزن از دو لوله فلزی با قطر خارجی ۲۰ میلی‌متر استفاده شد که یکی از آن‌ها لوله خط مکش بوده و به فاصله ۱/۵ سانتی‌متری از کف مخزن نصب گردید (Chapple, 2011). لوله خط برگشت نیز در سمت دیگر مخزن (ناحیه مقابل خط مکش پمپ) و به‌منظور جلوگیری از کف کردن روغن، به اندازه دو برابر قطر لوله خط برگشت یعنی ۴۰ میلی‌متر بالاتر از کف مخزن نصب گردید (Chapple, 2011). برای تخلیه روغن، یک پیچ تخلیه در پایین‌ترین قسمت مخزن و نیز یک سوراخ کوچک در بالای مخزن برای قرار دادن درب باک که خود دارای فیلتر هوا می‌باشد، تعبیه گردید. همچنین در قسمت بالای مخزن دو عدد نبشی برای استقرار موتور جوشکاری شد.

عضو کاری سیستم یک مته هلیسی (LIONS، چین) با نوک مخروطی، قطر بیرونی ۲۰۰ میلی‌متر، قطر محور اتصال ۴۰ میلی‌متر، ارتفاع ۷۰۰ میلی‌متر (با احتساب ارتفاع نوک مخروطی) و طول گام ۱۸۰ میلی‌متر می‌باشد (شکل b۳). برای این‌که وقتی مته به سمت پایین حرکت می‌کند، روغن داخل مخزن هیدرولیک و روغن موتور و بنزین داخل موتور به‌صورت شیب‌دار قرار نگیرد، از دو لوله فلزی کوتاه جوش داده شده در دو طرف مخزن استفاده شده و مخزن به‌صورت لولایی روی شاسی سوار گردید (شکل a۳).

در مرحله آخر قاب یا شاسی اصلی سیستم در محیط نرم‌افزار SOLIDWORKS 2013 طراحی شد که در برگیرنده مته هلیسی، اجزای هیدرولیک و موتور بوده و تمامی قطعات گودال‌کن به‌طور مستقیم یا با واسطه به شاسی متصل می‌گردد. در ساخت شاسی دستگاه از قوطی‌های فلزی با ابعاد۷۰×۷۰ و ۴۰×۸۰ و ۴۰×۴۰ میلی‌متر و لوله‌های فلزی با قطر خارجی ۲۰ میلی‌متر و ورق فلزی با ضخامت ۳ میلی‌متر استفاده شد (شکل c۳).



a b C

شکل ۳- a) مخزن روغن، b) مته هلیسی و c) شاسی مورد استفاده در ماشین

Fig. 3. a) The oil reservoir, b) Helical auger and c) Chassis used in the fabricated machine

هم‌چنین چهار عدد چرخ بـه قطـر ۳۵۰mm و پهنـای ۹۰mm در قسمت جلوی گودال‌کن برای قابلیت حمل و نقـل راحـت‌تـر دسـتگاه تعبیه گردید. از چرخ‌های نزدیک‌تـر بـه متـه بـه‌عنـوان تکیـه‌گـاه در زمان‌هایی که مته رو به پایین حرکت می‌کند، استفاده می‌شود (شـکل 5a). گـودال‌کـن سـاخته شـده، شـماتیک و نقشـه مربـوط بـه مـدار هیدرولیک دستگاه و اجزای آن در شکل‌های ۴ و ۵ نشـان داده شـده است.

تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه

با توجه به این که وسیله ساخته شده یک دستگاه گودال‌کن جدید در ایران می‌باشد، از این رو تعیین شرایط کاری بهینـه دسـتگاه بـرای حصول برخی پارامترهای عملکردی مطلوب مربوط به دسـتگاه امـری ضروری می‌نمود. به همین منظور آزمون مزرعـه‌ای گـودال‌کـن در دو باغ مرکبات واقع در استان مازنـدران (شهرسـتان بابلسـر) بـا طـول و عرض جغرافیایی به‌ترتیب ´64°52 و ´69°36 انجام گرفت. از نظر آب و هوایی، منطقه دارای اقلیم مرطوب بـود. درصـد رطوبـت خـاک بـر مبنای خاک خشک با از استفاده از رابطه (۷) محاسبه شـد (Gouran (Oreymi and Keyhani, 2010.

$$MC = \frac{m_1 - m_2}{m_2} \times 100 \qquad (۷)$$

که در رابطه (۷)، MC رطوبـت خـاک بـر مبنـای خـاک خشـک برحسب درصـد، m_1 وزن خـاک تـر برحسـب گـرم و m_2 وزن خـاک خشک برحسب گرم می‌باشد.

آزمون مزرعه‌ای بـه‌صـورت فاکتوریـل در قالـب دو طـرح کـاملاً تصادفی در کرت‌هایی با ابعاد (m^2) ۴×۱۰، در سه تکـرار و در دو بـاغ با بافت رسی سیلتی و بافت لومی شنی انجام گرفت (هـر بـاغ شـامل یک بافت بود) (Alizade, 1997). رطوبت میانگین خـاک بـر مبنـای وزن خشک به‌عنوان عامل اول در دو سـطح رطوبـت بـالا و رطوبـت پایین (به‌ترتیب ۲۴/۸۵ و ۱۶/۱۲ درصد در خاک با بافت لومی شنی و ۲۵/۹۵ و ۱۶/۴۸ درصد در خاک با بافت رسی سیلتی) و عمق گـودال به‌عنوان عامل دوم در سه سطح شامل عمق کم (۱۰ سانتی‌متر)، عمق متوسط (۲۰ سانتی‌متر) و عمق زیاد (۳۰ سانتی‌متر) در نظر گرفته شد.

پارامترهای اندازه‌گیری شده شامل مصرف سوخت ویژه، ظرفیـت ماشین، گشتاور موردنیاز مته، توان موردنیاز مته و انرژی مصرفی بـود. برای تعیین مقدار سوخت مصرف شده از روش باک پـر (توسـط یـک سرنگ مـدرج بـا حجـم ۶۰CC) اسـتفاده شـد (Habibi- Asl and Gilani, 2014; Hemmat and Asadi Khashoei, 1995). سپس با توجه به تعداد گودال های حفر شده، مصرف ویژه سوخت از رابطـه (۸) به‌دست آمد.

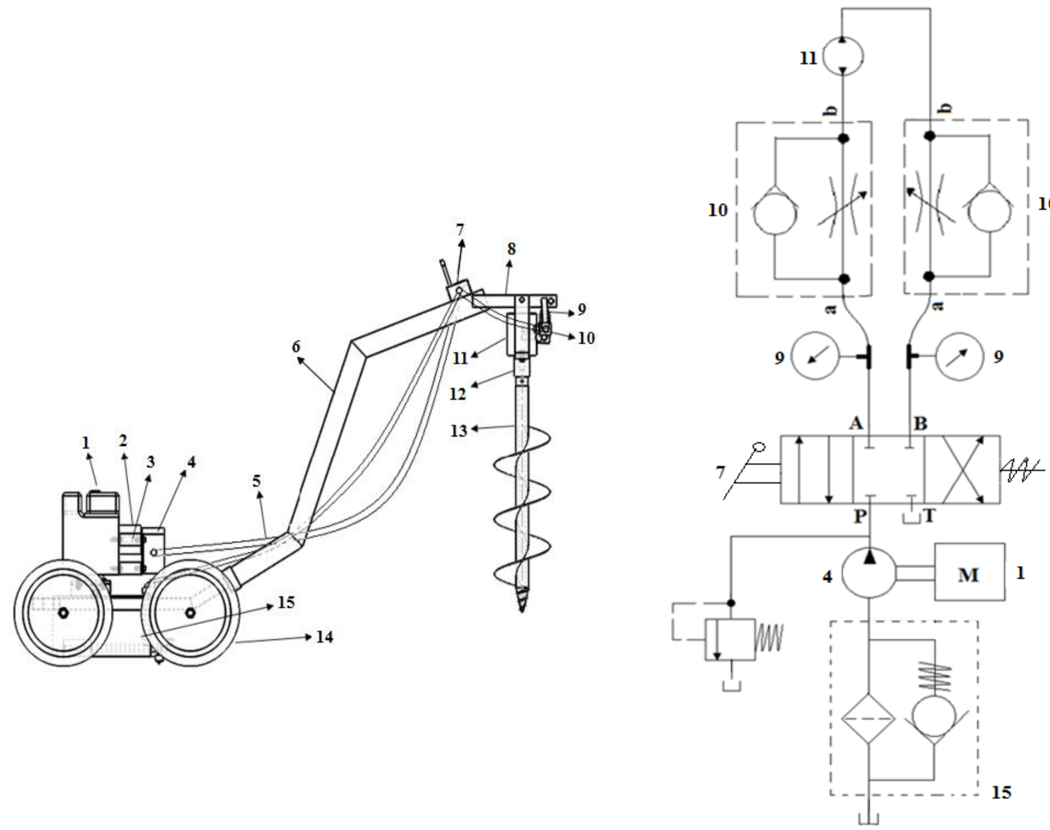
$$S.F.C = \frac{L}{N} \qquad (۸)$$

که در این رابطه، S.F.C مصرف ویژه سـوخت برحسـب لیتـر بـر گودال، L میزان مصرف سوخت در هر کرت برحسب لیتر و N تعـداد کل گودال‌ها در هر کرت می‌باشد.



شکل ٤- گودال‌کن هیدرولیکی ساخته شده

Fig.4. The constructed hydraulic hole-digger



شکل ۵- a) شماتیک دستگاه و اجزای آن (۱) موتور، (۲) کوپلینگ بین هیدروپمپ و موتور، (۳) پوسته نگهدارنده هیدروپمپ، (۴) هیدروپمپ، (۵) شیلنگ‌ها، (۶) شاسی، (۷) شیر کنترل مسیر جریان، (۸) دسته هدایت و کنترل، (۹) درجه فشار، (۱۰) شیر سوزنی، (۱۱) هیدروموتور، (۱۲) کوپلینگ مته و هیدروموتور، (۱۳) مته، (۱۴) چرخ‌ها و (۱۵) مجموعه مخزن روغن هیدرولیک

b) نقشه مربوط به مدار هیدرولیک دستگاه و اجزای آن

Fig. 5. a) Schematic of the device and its components; (1) Engine, (2) Coupling between engine and hydro-pump, (3) Hydro-pump's shell holder, (4) Hydro-pump , (5) Hoses, (6) Chassis, (7) Flow control valve, (8) Guidance and control handle, (9) Pressure gauge, (10) Flow controller, (11) Hydro-motor, (12) Coupling between auger & hydro-motor, (13) Auger, (14) Wheels and (15) Hydraulic oil tank complex
b) Hydraulic map of the constructed machine and its parts

برای تعیین ظرفیت کاری ماشین گودال‌کن ابتدا دستگاه ساخته شده به زمین مورد نظر انتقال داده شده و تعداد ۱۰ گودال به فاصله ۴ متر از یکدیگر حفر گردید. مدت زمان حفاری از آغاز حفر اولین گودال تا انتهای حفر آخرین گودال (دهمین گودال) ثبت شد. این عمل در ۳ تکرار صورت گرفت و میانگین مدت زمان حفر ۱۰ گودال در ۳ تکرار تعیین شد. در نهایت با توجه به زمان حفر ۱۰ گودال، تعداد گودال‌هایی که دستگاه در یک ساعت می‌تواند حفر کند، مشخص گردید (Alizade, 1997).

برای محاسبه گشتاور در این آزمون از روش اندازه‌گیری فشار روغن ورودی و خروجی هیدروموتور استفاده شد. در این روش اختلاف فشار روغن توسط دو نشانگر فشار که در قسمت ورودی و خروجی هیدروموتور نصب شده بود، اندازه‌گیری شدند. با توجه به مقادیر فشار به‌دست آمده، گشتاور چرخشی موردنیاز برای به حرکت در آوردن مته در داخل خاک از رابطه (۲) به‌دست آمد (Taki *et al.*, 2015). با اندازه‌گیری گشتاور موردنیاز برای ورود مته به داخل خاک، توان موردنیاز با داشتن دور هیدروموتور از رابطه (۱) محاسبه گردید. پس از اندازه‌گیری توان موردنیاز جهت حفر گودال‌ها و زمان حفر گودال، با محاسبه‌ی سطح زیر نمودار توان-زمان، انرژی مصرفی هیدروموتور برای مته مورد آزمایش به‌دست آمد.

تجزیه و تحلیل داده‌ها به روش تجزیه واریانس (ANOVA) و مقایسه مقادیر میانگین و برهم‌کنش پارامترها از طریق نرم‌افزار SPSS22 انجام گرفت. مقایسه میانگین‌ها از طریق آزمون چند

دامنه‌ای دانکن در سطح احتمال ۱ درصـد انجـام شـد (Arvidsson and Bolenius, 2006).

نتایج و بحث

نتایج آزمون مزرعه‌ای و تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه

ارزیابی اولیه دستگاه

تمامی اجزای متحرک مانند مته، کوپلینگ، اجزای ثابت دستگاه و اتصالات پس از چند روز کار در مزرعه مورد بازبینی قرار گرفت و هیچ گونه مشکل فنی مشاهده نشد.

تعیین شرایط کاری بهینه دستگاه

نتایج تجزیه واریانس پارامترهای اندازه‌گیری تحت تـأثیر عوامـل آزمایش و برهم‌کنش آن‌ها در خاک رسی سیلتی و خاک لـومی شـنی به‌ترتیب در جدول ۳ و ۴ آمده است. همچنین مقایسه مقادیر میانگین پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر رطوبـت و عمـق گـودال در خـاک رسی سیلتی و خاک لومی شنی به‌ترتیب در جـدول ۵ و ۶ ارائـه شـده است.

جدول ۳– تجزیه واریانس پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر عوامل آزمایش و برهم‌کنش آن‌ها در بافت رسی سیلتی

Table 3- ANOVA of the measured parameters affected by the experiment factors and their interaction in silty-clay soil texture

منبع تغییر Source of variation	درجه آزادی df	میانگین مربعات Mean of square مصرف ویژه سوخت Specific fuel consumption (S.F.C)	ظرفیت ماشین Machine field capacity	گشتاور Torque (T)	توان Power (P)	انرژی مصرفی Consumed energy (E)
رطوبت خاک (A) Soil moisture (A)	1	$1.9\times10^{-5**}$	84.5^{ns}	884.9^{**}	0.181^{**}	45.188^{**}
عمق گودال (B) Soil depth (B)	2	$5.3\times10^{-5**}$	253476.5^{**}	8647.3^{**}	1.609^{**}	1235.62^{**}
(A×B)	2	$3\times10^{-6**}$	6.5^{ns}	37.22^{ns}	0.007^{ns}	11.882^{**}
خطا Error	12	4.6×10^{-8}	32	25.8	0.004	0.941

** معنی‌دار بودن در سطح احتمال ۱ درصد و ns غیر معنی‌دار بودن را نشان می دهد.

** Significant at 1% of probability levels and ^{ns} Non. Significant

نتایج به‌دست آمده نشان داد که با افزایش عمـق گـودال (عمـق حفاری) از ۱۰ تا ۳۰ سانتی‌متر، گشتاور موردنیاز مته در هـر دو سـطح رطوبتی و در هر دو بافت خاک افزایش می‌یابـد (جـدول ۵ و ۶). ایـن نتیجه با یافتـه‌هـای کیفـی حاصـل از نفوذسـنج مخروطـی در پـیش آزمون‌های انجام شده مطابقت دارد، به‌طوری که با افـزایش عمـق از صفر تا ۳۰ سانتی‌متر مقدار شاخص نفوذ در خاک (CI[1]) افزایش یافت. از آن‌جایی که طبـق تحقیقـات انجـام شـده توسـط Cullet (۲۰۰۷)، مقاومت برشی خاک با مقاومت نفوذی رابطه مستقیم دارد، لذا می‌توان نتیجه گرفت که مقاومـت مکـانیکی در خـاک و بـه تبـع آن گشـتاور موردنیاز مته با افزایش عمق نفوذ افزایش می‌یابـد. موضـوعی کـه در نتایج آزمایش‌های مقاله حاضر نیز قابل رؤیت است. بیش‌ترین مقـدار گشتاور موردنیاز مته برای حفاری در رطوبت پایین حاصل شد (جـدول ۵ و ۶). در رطوبت‌های پایین، ذرات خاک در اثر بالا بـودن نیروهـای هم‌دوسی به هم‌چسبیده و منسجم بوده، مقاومت زیادی در برابر برش نشان می‌دهند امـا بـا افـزایش رطوبـت، مولکـول‌هـای آب خاصـیت هم‌دوسی را کاهش داده و خاصیت از هم‌پاشـی را در خـاک افـزایش می‌دهند (Rajabi- Vandechali *et al*., 2015). احتمالاً بـه همـین دلیل بود که در رطوبت پایین گشتاور چرخشی مته در خـاک افـزایش یافت. هم‌چنین گشتاور موردنیاز مته در خاک بـا بافـت رسـی سـیلتی بیش‌تر از خاک با بافت لومی شنی بـه‌دسـت آمـد. ایـن یافتـه نشـان می‌دهد که برش و عبـور خـاک بـا بافـت رسـی سـیلتی از لابـه‌لای پره‌های مته دشوارتر از خاک بـا بافـت لـومی شـنی اسـت. در منـابع تحقیقی نیز ضریب اصطکاک بین تیغه فولادی و خاک رسـی سـیلتی برابر با ۰/۹–۰/۶ و بین فولاد و خاک لومی شـنی برابـر بـا ۰/۷–۰/۵ گزارش شده که نشان‌دهنده اصطکاک بیشتر بین سطوح تیغه و خاک رسـی سـیلتی مـی‌باشـد (Shahidi and Ahmadi Moghadam,

1- Cone Index

2008). بیش‌ترین گشتاور (۱۸۷/۱۹۶ N.m) و توان (۲/۵۴۸ kW) مورد نیاز دستگاه در عمق ۳۰ cm و رطوبت پایین و در بافت رسی سیلتی رخ داد. هم‌چنین کم‌ترین گشتاور (۷۵/۹۹ N.m) و توان (۱/۰۳۴ kW) در عمق ۱۰ cm و رطوبت بالا و در بافت لومی شنی مشاهده شد (جدول ۵ و ۶).

جدول ٤– تجزیه واریانس پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر عوامل آزمایش و برهم‌کنش آن‌ها در بافت لومی شنی

Table 4- ANOVA of the measured parameters affected by the experiment factors and their interaction in sandy-loam soil texture

منبع تغییر Source of variation	درجه آزادی df	میانگین مربعات Mean of square				
		مصرف ویژه سوخت Specific fuel consumption (S.F.C)	**ظرفیت ماشین Machine field capacity**	**گشتاور Torque (T)**	**توان Power (P)**	**انرژی مصرفی Consumed energy (E)**
رطوبت خاک (A) Soil moisture (A)	1	$1\times10^{-5**}$	128^{**}	2539.4^{**}	0.477^{**}	13.93^{**}
عمق گودال (B) Soil depth (B)	2	$5.5\times10^{-5**}$	299522^{**}	6205.7^{**}	1.144^{**}	1291.83^{**}
(A×B)	2	$3\times10^{-6*}$	2^{ns}	66.68^{ns}	0.012^{ns}	4.214^{**}
خطا Error	12	6.6×10^{-7}	10.833	54.368	0.01	0.444

* و ** به‌ترتیب معنی‌دار بودن در سطح احتمال ۵ و ۱درصد، و ns غیر معنی‌دار بودن را نشان می دهد.

*,** Significant at 5% and 1% of probability levels, respectively, ^{ns} Non. Significant

جدول ۵– مقایسه مقادیر میانگین پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر رطوبت و عمق گودال در بافت رسی سیلتی

Table 5- Mean comparison of the measured parameters affected by soil moisture and depth in silty-clay soil texture

رطوبت خاک Soil moisture	عمق خاک (cm) Soil depth	پارامترهای اندازه‌گیری Measured parameters				
		مصرف ویژه سوخت ($Lit.pit^{-1}$) Specific fuel consumption (S.F.C)	**ظرفیت ماشین ($Pits.hr^{-1}$) Machine field capacity**	**گشتاور (N.m) Torque (T)**	**توان (kW) Power (P)**	**انرژی مصرفی (kJ) Consumed energy (E)**
رطوبت پایین Low moisture	10	0.0021^{b}	473^{a}	106.89^{b}	1.455^{b}	3.14^{a}
رطوبت بالا High moisture	10	0.0014^{a}	478^{a}	97.46^{a}	1.327^{a}	2.585^{a}
رطوبت پایین Low moisture	20	0.0053^{d}	158^{b}	154.56^{d}	2.104^{d}	14.68^{c}
رطوبت بالا High moisture	20	0.0033^{c}	164^{b}	141.25^{c}	1.923^{c}	11.872^{b}
رطوبت پایین Low moisture	30	0.0095^{f}	88^{c}	187.196^{f}	2.548^{f}	34.3^{e}
رطوبت بالا High moisture	30	0.006^{e}	90^{c}	167.87^{e}	2.285^{e}	28.16^{d}

میانگین‌ها در هر ستون که دارای حروف مشابه هستند، بر اساس آزمون LSD در سطح احتمال ۵٪ اختلاف معنی‌داری ندارند.

Means in each column with the same letters according to LSD test has no significant difference on probability of 5%.

جدول ٦- مقایسه مقادیر میانگین پارامترهای اندازه‌گیری تحت تأثیر رطوبت و عمق گودال در بافت لومی شنی

Table 6- Mean comparison of the measured parameters affected by Soil moisture and depth in sandy- loam soil texture

رطوبت خاک Soil moisture	عمق خاک (cm) Soil depth	پارامترهای اندازه‌گیری Measured parameters: مصرف ویژه سوخت (Lit.pit^{-1}) Specific fuel consumption (S.F.C)	ظرفیت ماشین (Pits.hr^{-1}) Machine field capacity	گشتاور (N.m) Torque (T)	توان (kW) Power (P)	انرژی مصرفی (kJ) Consumed energy (E)
رطوبت پایین Low moisture	10	0.0025[ab]	515[a]	92.31[b]	1.256[b]	3.6375[a]
رطوبت بالا High moisture	10	0.0018[a]	519[a]	75.99[a]	1.034[a]	3.317[a]
رطوبت پایین Low moisture	20	0.0045[c]	170[c]	134.81[d]	1.835[d]	15.78[c]
رطوبت بالا High moisture	20	0.0039[bc]	176[b]	109.05[c]	1.484[c]	14.422[b]
رطوبت پایین Low moisture	30	0.0097[e]	95[e]	162.72[e]	2.215[e]	34.398[e]
رطوبت بالا High moisture	30	0.0066[d]	101[d]	133.52[d]	1.817[d]	30.85[d]

میانگین‌ها در هر ستون که دارای حروف مشابه هستند، بر اساس آزمون LSD در سطح احتمال ۵٪ اختلاف معنی‌داری ندارند.

Means in each column with the same letters according to LSD test has no significant difference on probability of 5%.

هم‌چنین با توجه به نتایج به‌دست آمده، اثر رطوبت بر ظرفیت ماشین در خاک با بافت رسی سیلتی و نیز اثر متقابل تیمارهای عمق و رطوبت خاک بر ظرفیت دستگاه در هیچ‌کدام از بافت‌های مورد آزمون معنی‌دار نبود (جدول ۳ و ۴). ظرفیت مزرعه‌ای گودال‌کن مورد آزمایش در شرایط مزرعه‌ای و در عمق ۳۰ سانتی‌متر در خاک رسی سیلتی و در رطوبت بالا و پایین به‌ترتیب برابر با ۹۰ و ۸۸ گودال در هر ساعت و در خاک لومی شنی و در رطوبت بالا و پایین به‌ترتیب برابر با ۱۰۱ و ۹۵ گودال در هر ساعت به‌دست آمد که این مقدار تقریباً ۱۳ برابر ظرفیت مزرعه‌ای حفر گوال به روش دستی است.

با توجه به نتایج ارائه شده در جدول ۳ و ۴، اثر عمق گودال بر روی ظرفیت ماشین در هر دو نوع خاک معنی‌دار بوده است. با این که قدرت مانورپذیری دستگاه پایین بود ولی در هر دو نوع خاک مورد آزمون در تمامی تیمارها اثر مشابه و نسبتاً یکسانی داشت. به عبارت دیگر، زمان‌های جابه‌جایی دستگاه در هر نوع خاک، در تمام تیمارها تقریباً یکسان بود و معنی‌دار شدن ظرفیت ماشین بیشتر متأثر از زمان مفید حفر گودال بوده است تا زمان‌های جابه‌جایی. در خصوص تأثیر نوع خاک و رطوبت نیز باید اذعان داشت که طبق جدول تجزیه واریانس (جدول ۳ و ۴)، اثر رطوبت در بافت لومی شنی بر روی ظرفیت ماشین معنی‌دار بود ولی در بافت رسی سیلتی اثر معنی‌داری نداشت. بنابراین ظرفیت ماشین از نظر آماری نه تنها متأثر از رطوبت خاک می‌باشد، بلکه از بافتی به بافت دیگر نیز اثر متفاوتی دارد و می‌توان گفت که نوع خاک نیز بر روی ظرفیت ماشین تأثیرگذار است.

از طرف دیگر با افزایش عمق، مصرف ویژه سوخت گودال‌کن افزایش یافت و در بافت لومی شنی بیش‌تر از بافت رسی سیلتی بود (جدول ۵ و ۶). مصرف سوخت گودال‌کن، در رطوبت پایین بیش‌ترین مقدار بود (جدول ۵ و ۶). در عمق زیاد و هم‌چنین در رطوبت پایین، با توجه به افزایش چگالی ظاهری خاک و افزایش مقاومت برشی خاک، گشتاور بیش‌تری صرف چرخاندن مته در خاک شد که این امر منجر به افزایش مصرف ویژه سوخت دستگاه گردید. بیش‌ترین مقدار مصرف ویژه سوخت برابر با ۰/۰۰۹۷ لیتر بر گودال در عمق ۳۰ سانتی‌متری خاک لومی شنی و رطوبت پایین به‌دست آمد. به همین ترتیب کم‌ترین مقدار مصرف ویژه سوخت برابر با ۰/۰۰۱۴ لیتر بر گودال در عمق کاری ۱۰ سانتی‌متری خاک رسی سیلتی و رطوبت بالا مشاهده شد (جدول ۵ و ۶). علت این که مصرف ویژه سوخت در خاک لومی شنی برخلاف گشتاور مربوط به آن نسبت به خاک رسی سیلتی بیش‌تر شده، احتمالاً به دلیل زمان بیشتری است که صرف

می‌شود تا خاک لومی شنی از داخل گودال حفر شده تخلیه شود زیرا اصطکاک بین خاک‌دانه‌ها و نیز اصطکاک بین خاک و فلز در بافت لومی شنی کم بوده و خاک برش خورده بر روی پره‌های مته سر می‌خورند. با افزایش عمق، انرژی مصرفی دستگاه در هر دو بافت افزایش یافت و در بافت لومی شنی بیش‌تر از بافت رسی سیلتی بود (جدول ۵ و ۶). انرژی مصرفی گودال‌کن، در رطوبت پایین بیش‌ترین مقدار بود (جدول ۵ و ۶). در عمق زیاد و هم‌چنین در رطوبت پایین (۱۶/۳ درصد بر مبنای وزن خشک)، با توجه به افزایش چگالی ظاهری و مقاومت مکانیکی خاک، گشتاور بیش‌تری صرف چرخاندن مته در خاک شد که این امر منجر به افزایش انرژی مصرفی دستگاه گردید. بیش‌ترین مقدار انرژی مصرفی دستگاه برابر با ۳۴/۳۹۸ کیلوژول در عمق ۳۰ سانتی‌متر خاک لومی شنی و رطوبت پایین به‌دست آمد. به همین ترتیب کم‌ترین مقدار انرژی مصرفی ماشین برابر با ۲/۵۸۵ کیلوژول در عمق کاری ۱۰ سانتی‌متری خاک رسی سیلتی و رطوبت بالا مشاهده شد (جدول ۵ و ۶).

نتیجه‌گیری

نتایج آزمون مزرعه‌ای در این کار تحقیقاتی نشان داد که اثر عمق و رطوبت خاک بر پارامترهای اندازه‌گیری شده (گشتاور مته، توان موردنیاز مته، انرژی مصرفی، مصرف ویژه سوخت و ظرفیت ماشین) در بافت لومی شنی و اثر عمق و رطوبت خاک بر پارامترهای اندازه‌گیری شده در بافت رسی سیلتی (به‌جز ظرفیت ماشین) و همچنین اثر بر هم‌کنش عمق و رطوبت بر انرژی مصرفی در هر دو بافت خاک و بر مصرف ویژه سوخت در خاک با بافت رسی سیلتی در سطح احتمال یک درصد و نیز اثر متقابل رطوبت و عمق گودال بر مصرف ویژه سوخت در خاک با بافت لومی شنی در سطح احتمال ۵ درصد معنی‌دار بود. عملیات حفر گودال در رطوبت‌های پایین به دلیل افزایش مصرف سوخت و با توجه به اهتمام در بهینه‌سازی مصرف سوخت های فسیلی و مسایل آلودگی زیست‌محیطی ناشی از عدم مصرف بهینه سوخت توصیه نمی‌گردد.

References

1. Afsari, H., A., Taki, B., Farzane, and M. Mosavi. 2011. Check the status of one man engine post hole digger ergonomics. 7th National Congress of Occupational health and safety, University of Tehran. (In Farsi).
2. Alizade, M. R. 1997. Design and Construction of post hole digger-attach the tiller. M.Sc thesis in mechanical engineering of agricultural machinery, College of Tarbiat modares. (In Farsi).
3. Arvidsson, J., and E. Bolenius. 2006. Effects of soil water content during primary tillage – laser measurements of soil surface changes. Soil and Tillage Research 90: 222-229.
4. Carl, G. A. 1965. Drilling and well completions. 1st ed. Prentice hall, USA. Chapple, P. 2011. Principles of hydraulic system design. Coxmoor publishing CO, 268 p.
5. Church, M. C. E. 2009. Hydraulics motors. Knowledge Publications, 330 p.
6. Cullet, J. L. B. 2007. Density and Compressibility. In: Carter, M. R, Soil sampling and Method of Analysis.
7. Dibaeenia, B., F. Aghadavoodi, and S. Lenjan Nejhadian. 2003. Industrial hydraulic (Translated). Arkan danesh Publication, Esfahan, 490 p. (In Farsi).
8. Drexler, P. 2013. Planning and design of hydraulic power systems, 318 p.
9. Edmeades, D. C. 2003. The Long-term Effects of Manure and Fertilizers on Soil Productivity and Quality: a Review. Nutr. Cycling Agroecosyst 66 (2): 165-180.
10. Fatemi, F. 2006. Workstation Design. Available at: http://www.ghalenoy.persianblog.ir. Accessed in May 2016. (In Farsi).
11. Gambi, G. 1964. A physiological analysis of the hydraulic post hole diggers. Cab abstracts of forestrv.
12. Geisseler, D., and K. M. Scow. 2014. Long-term Effects of Mineral Fertilizers on Soil Microorganisms- a Review. Soil boil, Biochem 75: 54-63.
13. Gouran Oreymi, M., and A. R. Keyhani. 2010. Effects of tractor velocity and soil moisture content on drive wheel slippage of tractor. The 6th National Conference on Agricultural Machinery Engineering and Mechanization. College of Agriculture and Natural Resources of University Of Tehran, Karaj, Iran. (In Farsi).
14. Habibi- Asl, J., and A. A. Gilani. 2014. Effect of Tillage method and rice cultivation on machine parameters, yield and yield components of wheat and residue management for Rice-Wheat rotation in Khuzestan. Journal of Agricultural Engineering Research 15: 45-62. (In Farsi).
15. Hemmat, A., and A. Asadi-Khashoei. 1995. Fuel requirements and machine capacity for tillage and

planting operations on a clay loam soil in Isfahan. Iran Agricultural Research 14 (2): 175-201. (In Farsi).
16. Kalantari, D. 2015. Identification & Design of Hydraulic Systems. Naghoos publication, 525 p. (In Farsi).
17. Koo, R. C. J. 1992. Use of controlled – release fertilizers of young citrus trees. Scientia Horticulturae, 49 (4): 233-241.
18. Lambeck, R. P. 1983. Hydraulic pumps and motors: selection and application for hydraulic power control systems (fluid power and control).
19. Lewis, E. E. 2010. Design of hydraulic control systems. Hill, 360 p.
20. Li, J., B. Q. Zhao, X. Y. Li, R. B. Jiang, and H. B. So. 2008. Effects of Long-term Combined application of Organic and Mineral Fertilizers on Microbial Biomass, Soil Enzyme Activities and Soil Fertibility. Agric. Sci. China 7 (3) 336-343.
21. Mainwaring, D. B., D. A. Maguire, and S. S. Perakis. 2014. Three year growth response of young douglas-fir to nitrogen, calcium, phosphorus and blended fertilizers in Oregon and Washington. Forest Ecology and Management (327): 178-188.
22. Maschowski, C., M. C. Zangna, G. Trouve, and R. Giere. 2016. Bottom ash of trees from Cameroon as fertilizer. Applied Geochemistry (72): 88-96.
23. Miller, J., L. Fragar, and R. Franklin. 2004. Farm Machinery Safety-Injuries associated with post hole diggers. Australian Centre for Agricultural Health and Safety, Moree and Rural Industries Research and Development Corporation, Canberra.
24. Miller, R., M. R. Miller, and H. L. Stewart. 2011. Pumps and Hydraulics. Wiley pub, 574 p.
25. Rajabi-Vandechali, M., A. Hemmat, and A. Ghanbari-Malidareh. 2015. Field performance of the disk harrow, power harrow and rotary tiller at different soil moisture contents on a clay loam soil in Mazandaran. Journal of Agricultural Machinery 5 (1): 63-72. (In Farsi).
26. Shahidi, K., and P. Ahmadi Moghadam. 2008. Soil and Machine. Jahad danehgahie oromie publication, 312 p. (In Farsi).
27. Taki, A., M. Heidari, and A. Asadi. 2015. Development and Evaluation of a Hydraulic Hole Digger for Spot treatment of Landscapes and Orchards. The 9th National Conference on Agricultural Machinery Engineering and Mechanization, College of Tehran. (In Farsi).
28. Tappan, E. M. 2011. Diggers in the earth. Kindle eBook. 52 p.
29. Terence, E., C. R. Bryant, C. Akkari, and O. Daouda. 2015. Can organic fertilizers set the pace for a greener arable agricultural revolution in Africa? Analysis, synthesis and way forward, land use policy (47): 179-187.
30. Yamawaki, S. 1962. Studies on silvicultural machines. Report no. 1, earth drill for tree planting, Bull, Exp, Sta, Meguro, Tokyo, 83-123.

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 8, No. 2, Fall - Winter 2018, p. 235-248

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۸، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۷، ص ۲۴۸-۲۳۵

Design, Development and Evaluation of a New Motorized Hydraulic Hole-digger for Spot Treatment

S. Mollapour[1]- D. Kalantari[2*]- M. Rajabi Vandechali[3]

Received: 16-05-2017
Accepted: 09-08-2017

Introduction

Nowadays, the best method for fertilizing trees is spot treatment via hole-digger. Conventional mechanical hole-diggers have several drawbacks such as auger's non-continuous and limited speeds due to using a mechanical gearbox, and risks of getting stuck inside the hole and motor reaction force to the operator. On the other hand, a three-point hitch hole-digger has problems such as the lack of maneuverability in confined spaces and high prices. Meanwhile, preparation of these hole-diggers by most farmers and gardeners has no economic justification. Thus, in this research it has been aimed to handle the mentioned problems and to optimize the working quality of hole-diggers via designing and manufacturing a new hydraulic hole-digger.

Materials and Methods

To start design the machine, displacement volume and power requirement of the hydro-motor and consequently displacement volume requirement of a hydro-pump were calculated using the appropriate formulas (70.83 cm^3, 2.3 kW & 7.5 cm^3, respectively). According to available hydro-motors and hydro-pumps in the market and using obtained values of displacement volume, an orbital hydro-motor, BMR-80 model with the maximum torque of 220 N.m and an external gear pump REXPORT-2APF8 with displacement volume of 8 cm^3 and flow rate of 12 $L.min^{-1}$ were chosen. In the following, hydro-pump's parameters were used to select the internal combustion engine. The engine power requirement was 2.875 kW (3.85 hp); thus according to the available engines in the market, a single cylinder gasoline engine, WX168F-1 model that made in Kato company of China with 6.5 hp power and maximum speed of 3600 rpm was chosen. To transmit the power from the engine to the hydro-pump, a coupling DK-42 model was used. Also, two pressure gauges, LB-250 model with maximum pressure of 250 bars were used in the entrance and the exit of the hydro-motor. An hydraulic oil tank with total volume of 24 liters was made from a sheet metal with thickness of 3 mm. The helical auger used in this research, was made in china by LIONS Company with cone tip, total diameter of 200 mm and pitch of 180 mm. The fabricated digger has a working depth and diameter of 30 cm & 20 cm, respectively; rotational speed between 100-160 rpm and maximum power equal to 6.5 hp. In order to evaluate the stress distribution in the auger set, the static analysis based on maximum dynamic torque exerting on auger's axle and maximum dynamic force exerting on auger's blades, was used in SOLIDWORKS 2013 software. The maximum force 214.07 kgf (2100 N) proportional to the maximum exerting torque (210 N.m) from soil to the edge of the auger's blade were considered in the modelling. Farm experiments were carried out in two citrus gardens with silty-clay and sandy-loam texture based on factorial test in Completely Randomized Design with three replications. Soil moisture content as high and low humidity levels (24.85% and 16.12% in sandy-loam and 25.95% and 16.48% in silty-clay) as the first factor and soil depth as the second factor varied in three levels of low, medium, and high (10, 20 and 30 cm), respectively. The measured parameters consisted of specific fuel consumption, machine efficiency, auger torque, auger power and used energy. To determine the auger's torque, the oil pressure measurement method with two manometers was used in the entrance and the exit of the hydro-motor. After measuring the time and power needed to dig pits, for determining the used energy, the area under the power-time graph was calculated in Excel software. Also, to determine the fuel consumption during the experiments, the filled fuel tank

1- M.Sc Student of Mechanics of Biosystems Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University (SANRU)
2- Associate Professor, Dep. of Mechanics of Biosystems Engineering, Sari Agricultural Sciences and Natural Resources University (SANRU)
3- Assistant Professor, Dep. of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Joybar Branch
(*- Corresponding Author Email: d.kalantari@sanru.ac.ir)

method was used. Data analysis including analysis of variance (Anova), mean comparisons and interaction between the parameters were performed using the SPSS 22 software.

Results and Discussion

The numerical stress analysis results of the auger showed that the maximum von - Mises stress is occurred in the position of the blade-auger axis connections, with a magnitude of 86 MPa. The obtained experimental results in this study indicated that influence of soil depth and moisture content on the measured parameters were significant ($P<0.01$) in both soil textures and the influence of soil moisture on machine efficiency was non-significant in the silty-clay texture. With increasing soil depth, measured parameters excluding machine efficiency were increased in both soil textures. In high depth and also in low moisture, regarding to the increasing soil bulk density and shear strength, more torque was needed for the rotating auger in the soil that this has led to an increasing in specific fuel consumption of the device. Regarding the results obtained in this study, minimum specific fuel consumption value of the device (0.0014 liter pit^{-1}) was obtained at the low working depth (10 cm) and the high soil moisture (25.95%) in the silty-clay soil. The hole-digger working capacity at 30 cm working depth and soil moisture content as high and low humidity levels in silty- clay obtained equal to90 and 88 pits per hour and in sandy-loam obtained equal to 101 and 95 pits per hour, respectively. Also, the maximum device's power (2.548 kW) occurred in deep soil (30 cm) and low soil moisture in silty-clay texture.

Conclusions

Stress analysis and field qualitative observations results indicated that the fabricated device has sufficient resistance and strength against maximum torque from tested soils. Field evaluation of the fabricated machine showed that pit digging operations in soil is not appropriate in low moisture content because of the high fuel consumption and environmental pollution issues.

Keywords: Design, Hole-digger, Machine efficiency, Power, Specific fuel consumption